

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-227621

(P 2 0 0 2 - 2 2 7 6 2 1 A)

(43) 公開日 平成14年 8 月 14 日 (2002. 8. 14)

(51) Int. Cl. <sup>7</sup>

識別記号

F I

テーマコード (参考)

F01L 1/34

F01L 1/34

E 3G018

F02D 13/02

F02D 13/02

G 3G092

審査請求 未請求 請求項の数13 O L (全14頁)

(21) 出願番号 特願2001-23256 (P 2001-23256)

(22) 出願日 平成13年 1 月 31 日 (2001. 1. 31)

(71) 出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地

(72) 発明者 竹中 昭彦

愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会  
社デンソー内

(72) 発明者 林 将司

愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会  
社デンソー内

(74) 代理人 100080045

弁理士 石黒 健二

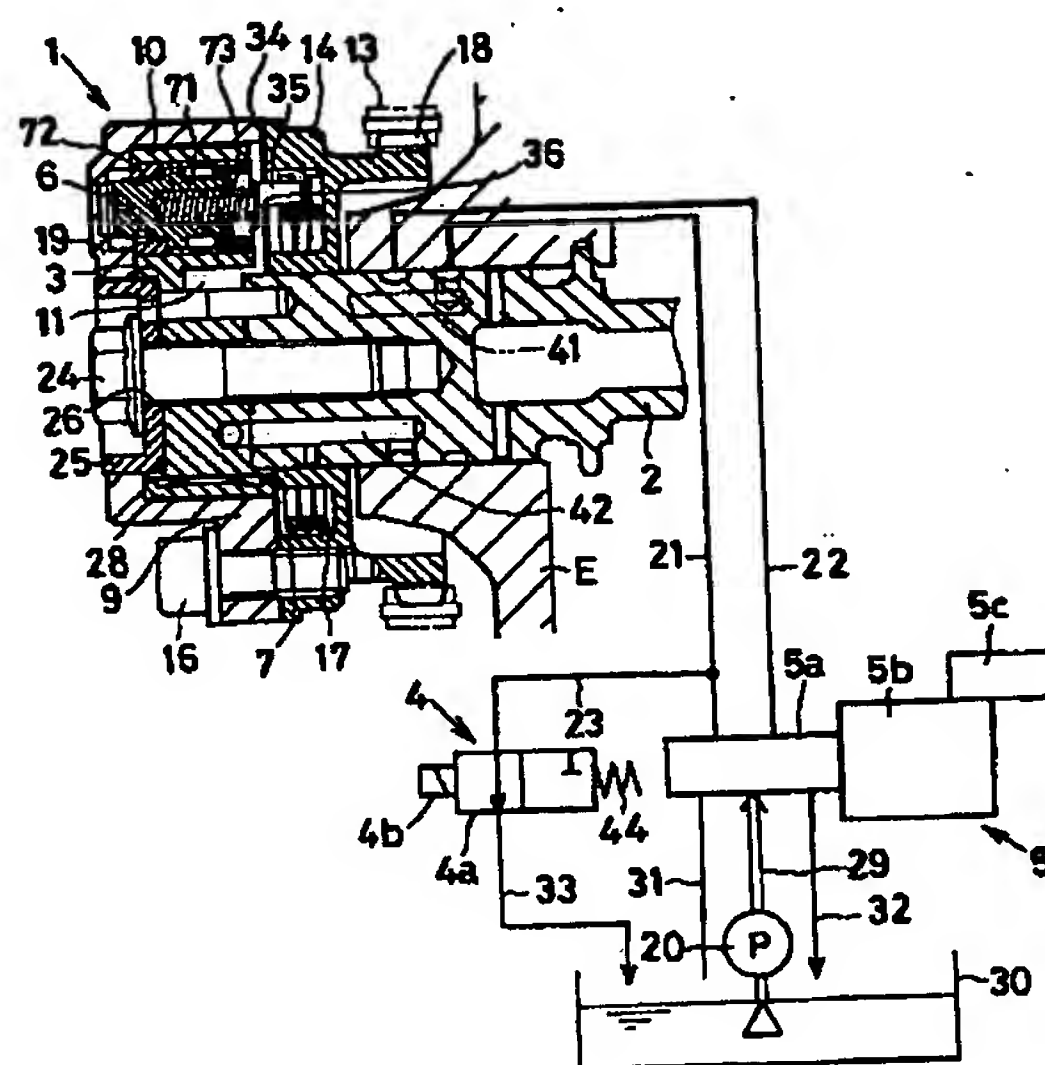
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関用バルブタイミング調整装置

(57) 【要約】

【課題】 吸気バルブを駆動するカムシャフト 2 の位相変化幅の中間ロック位相で確実にエンジン始動することのできる内燃機関用バルブタイミング調整装置を提供する。

【解決手段】 進角アシストスプリング 7 の付勢位相の範囲を、カムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の最大遅角位相から中間ロック位相 + 10° CA の範囲とすることにより、エンジン停止時に進角室 11 内に供給される油圧力が低下しても、進角アシストスプリング 7 のスプリング力によってカムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 が中間ロック位相以上に進角する。また、エンジン始動時には、ベーンロータ 3 およびベーン 10 が中間ロック位相近傍で停止しているため、進角アシストスプリング 7 の反発力は極めて少なく、カムシャフト 2 の駆動トルクによりベーンロータ 3 が遅角側に移動でき、中間ロック位相でロックピンによりベーンロータ 3 をロックできる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関の駆動軸から吸気バルブまたは排気バルブの少なくとも一方を開閉駆動する従動軸の位相変化幅の略中間の位相でエンジン始動が可能な駆動力伝達系に設けられて、前記吸気バルブまたは排気バルブの少なくとも一方の開閉タイミングを調整する内燃機関用バルブタイミング調整装置であって、

(a) 前記内燃機関の駆動軸と同期して回転する駆動側回転体と、

(b) この駆動側回転体と相対回転運動が可能で、且つ 10 前記従動軸と一体的に回転する従動側回転体と、

(c) 作動流体圧力によって前記従動側回転体を回転させ、前記駆動側回転体に対して前記従動側回転体の位相を進角させるための進角室と、

(d) 作動流体圧力によって前記従動側回転体を回転させ、前記駆動側回転体に対して前記従動側回転体の位相を遅角させるための遅角室と、

(e) エンジン停止時に、前記進角室内に作動流体圧力を供給し、前記遅角室内から作動流体圧力を排出する流体圧力給排手段と、

(f) エンジン停止後またはエンジン始動時に、前記従動側回転体の位相変化幅の略中間の位相で、前記駆動側回転体と前記従動側回転体との相対回転運動を拘束する位相拘束手段と、

(g) 前記従動側回転体が進角側へ作動するように前記従動側回転体に付勢力を与える進角側付勢手段とを備え、

前記進角側付勢手段の付勢力位相の範囲を、前記従動側回転体の最大遅角位相から位相変化幅の略中間の位相以上 30 で且つ前記略中間の位相近傍までの範囲とすることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記位相変化幅の略中間の位相以上で且つ前記略中間の位相近傍とは、前記位相変化幅の略中間の位相 + 10° CAであることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 3】 請求項 1 または請求項 2 に記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記進角側付勢手段の付勢力を、前記従動軸の平均駆動トルク以上に設定していることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 4】 請求項 1 ないし請求項 3 のうちいずれかに記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、前記進角付勢手段の付勢力を、前記従動軸の平均駆動トルクと最低油圧時の前記従動側回転体の発生トルクとを加算した力よりも小さくなるように設定していることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 5】 請求項 1 ないし請求項 4 のうちいずれかに記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記駆動側回転体は、前記内燃機関の駆動軸と同期して回転するスプロケット、およびこのスプロケットの一端側に配されて、前記スプロケットと一体的に回転するシューハウジングを有していることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 6】 請求項 5 に記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記進角側付勢手段としては、一端が前記スプロケットに保持され、他端が前記従動側回転体に保持されたスプリングを用いており、

前記スプロケットは、前記従動側回転体が進角側に作動すると前記スプリングの他端が引っ掛かる進角側係止壁、および前記従動側回転体が遅角側に作動すると前記スプリングの他端が引っ掛かる遅角側係止壁を有し、前記スプリングの付勢力位相の範囲を決定していることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 7】 請求項 6 に記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記スプロケットには、前記スプリングを収容するスプリング収納溝、および前記スプリングの一端を保持する 20 固定用溝が設けられ、

前記従動側回転体は、前記スプリングの他端を引っ掛ける凸状または凹状の係止部を有することを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 8】 請求項 5 に記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記シューハウジングは、内部に前記従動側回転体を相対回転可能に収容するハウジング部、およびこのハウジング部の前端側を覆うフロントカバー部を有し、

前記スプリングは、一端が前記フロントカバー部に保持され、他端が前記フロントカバー部に形成された窓部を介して前記従動側回転体に保持され、

前記フロントカバー部の窓部のサイズによって前記スプリングの付勢力位相の範囲を決定していることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 9】 請求項 8 に記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記スプリングの他端は、前記従動側回転体の凸状または凹状の係止部に保持されていることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 10】 請求項 9 に記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記凸状または凹状の係止部は、前記スプリングの作用範囲よりも進角側にスプリング逃げ部を有していることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 11】 請求項 8 ないし請求項 10 のうちのいずれかに記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記フロントカバー部は、前記スプリングの一端を保持する凸状または凹状の係止部を有していることを特徴と 50

する内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 12】請求項 8 ないし請求項 11 のうちのいずれかに記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記フロントカバー部の内周部には、前記スプリングを収容するスプリングガイドが設けられていることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【請求項 13】請求項 1 ないし請求項 12 のうちのいずれかに記載の内燃機関用バルブタイミング調整装置において、

前記流体圧力給排手段としては、油圧源で発生した油圧を、前記進角室および前記遅角室に相対的に給排させる電磁式油圧制御弁または油圧式油路切替弁または電磁式油路切替弁を用いており、

前記油圧源としては、前記内燃機関の駆動軸に同期して回転駆動されて、エンジン回転数に比例した吐出量が発生するオイルポンプを用いていることを特徴とする内燃機関用バルブタイミング調整装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、カムシャフトやベーンロータの位相変化幅の略中間の位相でエンジン始動が可能な内燃機関の吸気または排気バルブの開閉時期の位相を連続的に可変制御することが可能な内燃機関用バルブタイミング調整装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来より、内燃機関のクランクシャフトと同期して回転するタイミングプーリやチェーン sprocket 等を介してカムシャフトを駆動し、タイミングプーリやチェーン sprocket とカムシャフトとの相対回転運動による位相差によって内燃機関の吸気バルブの開閉タイミング（以下バルブタイミングと言う）を変化させて、内燃機関の出力の向上や燃費を改善する吸気可変バルブタイミング機構がある。

【0003】ここで、例えば吸気バルブをピストンの下死点位置よりも遅く閉じることにより、エンジンのポンピングロスを低減し、燃費を向上することができる。しかし、ピストンの下死点位置よりも遅く吸気バルブを閉じるタイミングだと、エンジン暖気後において燃費が向上する反面エンジン冷間時に実圧縮比が低下し、ピストンの上死点での空気温度が十分上昇しないため、エンジンが始動不良を起こし、エンジン始動時間が長くなったり、エンジン始動できなくなったりするという問題が生じる恐れがある。

【0004】この場合、エンジン冷間時に最適な吸気バルブのバルブタイミングはエンジン暖気後に最適なバルブタイミングよりも進角側である。したがって吸気バルブのバルブタイミングを変化させる吸気可変バルブタイミング機構において、エンジン冷間時のエンジン始動に適した最適なバルブタイミング（吸気バルブの最適な開

閉時期）と、エンジン暖気後の燃費向上に適した最適なバルブタイミング（吸気バルブの最適な開閉時期）とは異なるのである。

【0005】この問題を解決することを目的として、吸気側カムシャフトの位相や吸気バルブの開閉時期の位相変化幅の略中間の位相で内部ロータをロックするロックピンを設けることで、構造的には、エンジン冷間時のエンジン始動に適したバルブタイミングとなる、吸気側カムシャフトの位相や吸気バルブの開閉時期の位相変化幅の略中間の位相でのエンジン始動が可能な吸気可変バルブタイミング機構（特開平 9-324613 号公報）が提案されている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかるに、この従来の技術では、エンジン停止時に、位相変化幅の略中間の位相でロックピンにより内部ロータをロックさせる手法についてはエンジン回転数の低下による油圧の低下に依存しているため、エンジンオイルの温度変化により、進角油圧室内に導入する油圧の低下傾向は大きく異なる。その結果、エンジン停止時に、進角油圧室内に導入する油圧が低下していると、吸気側カムシャフトと一体的に回転する内部ロータおよびベーンを位相変化幅の略中間の位相まで進角させることが困難となり、吸気側カムシャフトや吸気バルブの開閉時期を位相変化幅の略中間の位相で安定してロックさせることが困難であるという問題が生じる。

【0007】また、特開平 11-223112 号公報には、エンジン停止時に、スプリングによって内部ロータおよびベーンを最大遅角位相から最大進角位相までの付勢力位相の範囲で進角側に付勢し、エンジン始動時にカムシャフトの変動トルクを利用して内部ロータおよびベーンをばたつかせることで、カムシャフトおよび内部ロータの位相変化幅の略中間の位相でロックピンによりロックさせる吸気可変バルブタイミング機構が記載されている。

【0008】しかるに、この従来の技術では、エンジン停止時に、内部ロータおよびベーンが最大遅角位相にて停止した場合、エンジン始動時に、カムシャフトの駆動トルクにより遅角しようとするのに対し、スプリングの付勢力が反発し、カムシャフトの遅角動作を妨げ、すぐに遅角しない場合があり、ロックピンによりロックすることができない。これにより、位相変化幅の略中間の位相で確実にエンジン始動することができない。

【0009】

【発明の目的】本発明の目的は、エンジン停止時に、進角室内に供給される作動流体圧力と進角側付勢手段による進角側への付勢力によって従動側回転体を、その位相変化幅の略中間の位相または略中間の位相以上に確実に作動させることのできる内燃機関用バルブタイミング調整装置を提供することにある。また、従動側回転体の位



相変化幅の略中間の位相で確実にエンジン始動することのできる内燃機関用バルブタイミング調整装置を提供することにある。

#### 【0010】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載の発明によれば、進角側付勢手段の付勢力位相の範囲を、従動側回転体の最大遅角位相から位相変化幅の略中間の位相以上で且つ略中間の位相近傍までの範囲とすることを特徴としている。それによって、エンジン停止時に作動流体圧力が低下しても、作動流体圧力と進角側付勢手段の付勢力とによって、従動側回転体がこの位相変化幅の略中間の位相以上で且つ略中間の位相近傍まで進角する。そして、エンジン始動時には、従動側回転体の位相が位相変化幅の略中間の位相以上で且つ略中間の位相近傍で停止しているため、進角側付勢手段の付勢力の反発は極めて少なく、従動軸の駆動トルクにより従動側回転体を遅角側に移動させることが容易となる。これにより、従動側回転体が位相変化幅の略中間の位相まで遅角すると、位相拘束手段によって駆動側回転体と従動側回転体との相対回転運動が拘束される。したがって、従動側回転体の位相変化幅の略中間の位相で確実にエンジン始動することができる。

【0011】請求項2に記載の発明によれば、進角側付勢手段の付勢力位相の範囲を、従動側回転体の最大遅角位相から位相変化幅の略中間の位相+10°CAまでの範囲とすることを特徴としている。それによって、請求項1の発明の効果を向上することができる。

【0012】請求項3に記載の発明によれば、進角側付勢手段の付勢力を、従動軸の平均駆動トルク以上に設定している。それによって、エンジンストール時に、従動側回転体が最大遅角位相付近で停止した場合、作動流体圧力がなくても、進角側付勢手段の付勢力とによって従動側回転体がこの位相変化幅の略中間の位相以上に進角する。このとき、従動側回転体が位相変化幅の略中間の位相まで進角した際に、位相拘束手段によって駆動側回転体と従動側回転体との相対回転運動が拘束される。したがって、エンジンストール後であっても、従動側回転体の位相変化幅の略中間の位相で確実にエンジン始動することができる。

【0013】請求項4に記載の発明によれば、進角付勢手段の付勢力を、従動軸の平均駆動トルクと最低油圧時の従動側回転体の発生トルクとを加算した力よりも小さくなるように設定している。それによって、最低油圧時に最大遅角位相付近に従動側回転体を停止させたい時でも、進角付勢手段の付勢力により従動側回転体が最大遅角位相付近より進角することはない。これにより、エンジン負荷が低負荷の時の燃費を改善させることができる。

【0014】請求項5に記載の発明によれば、駆動側回転体に、内燃機関の駆動軸と同期して回転するスプロケ

ット、およびこのスプロケットの一端側に配されて、スプロケットと一体的に回転するシューハウジングを設けていることを特徴としている。また、請求項6に記載の発明によれば、進角側付勢手段としては、一端がスプロケットに保持され、他端が従動側回転体に保持されたスプリングを用いている。そして、スプロケットに設けた進角側係止壁および遅角側係止壁によってスプリングの付勢力位相の範囲を決定していることを特徴としている。

【0015】請求項7に記載の発明によれば、スプロケットに、スプリングを収容するスプリング収納溝、およびスプリングの一端を保持する固定用溝を設け、従動側回転体に、スプリングの他端を引っ掛ける凸状または凹状の係止部を設けていることを特徴としている。また、請求項8に記載の発明によれば、シューハウジングに、内部に従動側回転体を相対回転可能に収容するハウジング部、およびこのハウジング部の前端側を覆うフロントカバー部を設けている。そして、スプリングの一端はフロントカバー部に保持され、スプリングの他端はフロントカバー部に形成された窓部を介して従動側回転体に保持されている。そして、フロントカバー部の窓部のサイズによってスプリングの付勢力位相の範囲を決定していることを特徴としている。

【0016】請求項9に記載の発明によれば、従動側回転体の凸状または凹状の係止部にスプリングの他端を保持していることを特徴としている。また、請求項10に記載の発明によれば、凸状または凹状の係止部に、スプリングの作用範囲よりも進角側にスプリング逃げ部を設けていることを特徴としている。さらに、請求項11に記載の発明によれば、フロントカバー部に、スプリングの一端を保持する凸状または凹状の係止部を設けていることを特徴としている。そして、請求項12に記載の発明によれば、フロントカバー部の内周部に、スプリングを収容するスプリングガイドを設けていることを特徴としている。

【0017】請求項13に記載の発明によれば、流体圧力給排手段としては、油圧源で発生した油圧を、進角室および前記遅角室に相対的に給排させる電磁式油圧制御弁または油圧式油路切替弁または電磁式油路切替弁を用いており、進角室および遅角室に油圧を供給するための油圧源としては、内燃機関の駆動軸と同期して回転駆動されて、エンジン回転数に比例した吐出量を発生するオイルポンプを用いていることを特徴としている。これにより、エンジン回転数が低い回転数の時は、オイルポンプからの吐出量が少なくなるため、特に高油温時は、オイルの粘性の低下による洩れ量の増加によって、進角室および遅角室に相対的に給排される油圧が低下する。

#### 【0018】

【発明の実施の形態】〔第1実施形態の構成〕図1ない

し図6は本発明の第1実施形態を示したもので、図1は

タイミングロータのsprocketのspring收容溝を示した図で、図2および図3は吸気連続可変バルブタイミング機構の主要構造を示した図で、図4は電磁式油圧制御弁の全体構造を示した図である。

【0019】本実施形態は、4サイクル・レシプロエンジン（内燃機関）、例えばDOHC（ダブルオーバーヘッドカムシャフト）エンジン（以下エンジンと略す）のシリンダーヘッドE内に設けられた吸気バルブ（図示せず）のバルブタイミングを連続的に可変制御することが可能な連続可変バルブタイミング調整装置である。

【0020】この連続可変バルブタイミング調整装置は、エンジンの駆動軸（図示せず：以下クランクシャフトと呼ぶ）により回転駆動されるタイミングロータ1と、このタイミングロータ1に対して相対回転可能に設けられた従動軸としての吸気側カムシャフト（以下カムシャフトと略す）2と、このカムシャフト2の軸方向の一端部に固定されてタイミングロータ1内に回転自在に收容されたベーンロータ3を有する吸気連続可変バルブタイミング機構と、この吸気連続可変バルブタイミング機構の進角室11と遅角室12とに対して選択的に油圧を給排するための電磁式油路切替弁4および電磁式油圧制御弁5を電子制御するエンジン制御装置（油圧制御手段：以下ECUと呼ぶ）とから構成されている。

【0021】タイミングロータ1は、本発明の駆動側回転体に相当するもので、エンジンのクランクシャフトによりタイミングチェーン13を介して回転駆動される略円環板形状のチェーンsprocket14、このチェーンsprocket14の前端面に配置された略円筒状のシューハウジング15、およびチェーンsprocket14とシューハウジング15とを締め付け固定するための3本の小径ボルト16等から構成されている。

【0022】チェーンsprocket14の外周部には、タイミングチェーン13の内周側に形成された多数の歯状部（図示せず）に噛合する多数の歯状部18が形成されている。また、チェーンsprocket14の環板部（シューハウジング15のリヤカバー部を構成する）には、3本の小径ボルト16を締結するための雌ネジ孔が形成されている。さらに、チェーンsprocket14の前端面には、後述する進角アシストspring7を收容するための円環状のspring収納溝17が形成されている。

【0023】シューハウジング15は、内部にベーンロータ3を回転自在に收容する円筒状のハウジング部、およびこのハウジング部の軸方向の前端側を覆う円環板状のフロントカバー部19等から構成されている。このシューハウジング15のハウジング部には、互いに周方向において対向する台形状のシュー（隔壁部）9が内周側に突出するように複数個（本例では3個）設けられている。これらのシュー9の各対向面は、断面円弧状に形成されており、隣設する2つのシュー9の周方向の間に

は扇状空間部が形成されている。また、複数個のシュー9には、3本の小径ボルト16を挿通するためのボルト挿通孔が形成されている。

【0024】カムシャフト2は、エンジンのシリンダーヘッドE内に配されて、エンジンのクランクシャフトが2回転すると1回転するように駆動連結され、エンジンの吸気バルブの開閉時期（バルブタイミング）を決めるためのカム山をエンジンの気筒数だけ連結した棒状の軸で、その一端部が大径ボルト24によってジャーナル軸受25と共にベーンロータ3に締め付け固定されている。このカムシャフト2の一端部の軸心部には、大径ボルト24を締結するための雌ネジ孔が形成されている。なお、吸気バルブや排気バルブは、カムシャフト2のカム山により押されて開くが、バルブspringのspring力により吸気バルブや排気バルブが閉じる。

【0025】本実施形態の吸気連続可変バルブタイミング機構は、上述のタイミングロータ1と、このタイミングロータ1内に回転自在に收容されたベーンロータ3と、各進角室11と各遅角室12とに選択的に油圧を給排するための電磁式油路切替弁4および電磁式油圧制御弁5と、エンジン停止後またはエンジン始動時に、ベーンロータ3を所望の中間ロック位相でロックするためのロックピン6と、エンジン停止時にベーンロータ3を所望の中間ロック位相以上に進角し易くするための進角アシストspring7とから構成されている。ここで、所望の中間ロック位相とは、カムシャフト2、ベーンロータ3およびベーン10の最大遅角位相から最大進角位相までの位相変化幅の間の位相のことである。

【0026】ベーンロータ3は、本発明の従動側回転体に相当するもので、円環板状のベース部の外周壁より径方向の外方へ突出する複数個（本例では3個）のベーン10、およびシューハウジング15のフロントカバー部19の内周側に回転自在に支持するためのジャーナル軸受25等から構成されている。そして、ベーンロータ3のベース部の中央部には、大径ボルト24を締結するための雌ネジ孔が形成され、ジャーナル軸受25の中央部には、大径ボルト24を挿通するための丸孔形状の挿通孔26が形成されている。

【0027】そして、ベーンロータ3は、複数個のベーン10の外周壁とシューハウジング15のハウジング部の内周壁との間に微小のクリアランスが設けられている。このため、カムシャフト2、ベーンロータ3およびベーン10は、チェーンsprocket14およびシューハウジング15に対する位相変化幅（例えばクランク角で0°CA～90°CA）の相対回転運動が可能である。また、ベーンロータ3およびベーン10は、シューハウジング15と共に、油圧を用いてエンジンの吸気バルブのバルブタイミングを連続的に可変するベーン式の油圧アクチュエータを構成する。なお、ベーンロータ3のベーン10の外周壁とシューハウジング15のハウジ



ング部との間には、複数のシール部材 27 が装着され、ベーンロータ 3 のベース部の外周壁とシューハウジング 15 の各シュー 9 の内周壁との間には、複数のシール部材 28 が装着されている。

【0028】そして、ベーンロータ 3 の各ベーン 10 は、互いに周方向において対向する略扇状の羽根であり、隣設する 2 つのシュー 9 の周方向の隙間に形成される扇状空間部内に突出するように配置されている。そして、隣設する 2 つのシュー 9 の対向面とそれらにより形成される扇状空間部内に嵌め込まれるベーン 10 の周方向の両側面との間には、進角油圧室（以下進角室と略す） 11 と遅角油圧室（以下遅角室と略す） 12 とが形成されている。すなわち、各ベーン 10 が隣設する 2 つのシュー 9 により形成される扇状空間部を 2 つの油圧室に油密的に区画することにより、各ベーン 10 の周方向の両側に進角室 11 と遅角室 12 とが形成されている。

【0029】また、ベーンロータ 3 の後端面およびシューハウジング 15 のハウジング部の後端面とチェーン sprocket 14 の前端面との間には、各進角室 11 および各遅角室 12 と円環状のスプリング収納溝 17 とを液密的に区画するための円環板状のシールプレート 34 が挟み込まれている。このシールプレート 34 には、複数のベーン 10 のうちの 1 個のベーン 10 に圧入された円柱状のピン（本発明の凸状の係止部に相当する） 35 を挿通するための略円弧状の窓部 36 が形成されている。

【0030】各進角室 11 または各遅角室 12 に対して選択的に油圧を給排するための油圧システム回路には、各進角室 11 内に油圧を給排するための第 1 オイル供給路（進角室側油路） 21、各遅角室 12 内の油圧を給排するための第 2 オイル供給路（遅角室側油路） 22、および第 1 オイル供給路 21 の途中より分岐するように接続されて、第 1 オイル供給路 21 を介してオイルポンプ 20 の油圧を電磁式油路切替弁 4 のスプール弁 4a の外周部に形成される油路に導くための第 3 オイル供給路

（連通路） 23 が設けられている。第 1～第 3 オイル供給路 21～23 は、エンジンのシリンダーヘッド E に形成されており、各進角室 11 内および各遅角室 12 内からオイルをドレーンするためのドレーン油路でもある。

【0031】第 1、第 2 オイル供給路 21、22 には、オイルポンプ 20（油圧源）側のオイル供給路 29 と第 1、第 2 オイル排出路（第 1、第 2 ドレーン油路） 31、32 とがそれぞれ電磁式油圧制御弁（オイル・コントロール・バルブ：OCV） 5 のスプール 46 の外周部に形成される油路を介して接続されている。なお、第 1 オイル排出路 31 は進角室ドレーン油路で、第 2 オイル排出路 32 は遅角室ドレーン油路である。そして、カムシャフト 2 およびベーンロータ 3 の外周面や内部に形成された第 1、第 2 オイル供給路 41、42 は、各進角室 11、各遅角室 12 と第 1、第 2 オイル供給路 21、2

2 とを連通する連通路である。

【0032】ここで、上述したオイル供給路 29 には、作動流体であるエンジンオイルを一時的に溜めるためのオイルパン 30 内のオイルを汲み上げてエンジンの各部へオイルを吐出するためのオイルポンプ 20 が設けられ、第 1、第 2 オイル排出路 31、32 の出口端はオイルパン 30 に連通している。ここで、オイルポンプ 20 は、エンジンのクランクシャフトに同期して回転駆動されて、エンジン回転数に比例した吐出量のオイルをエンジンの各部へ圧送する。

【0033】電磁式油路切替弁 4 は、本発明の流体圧力給排手段に相当するもので、図 2、図 5 および図 6 に示したように、油圧システム回路中に設けられたスプール弁 4a、このスプール弁 4a を初期位置側に付勢するスプリング 44、およびスプール弁 4a を駆動する電磁式アクチュエータ 4b を有する油路切替手段である。スプール弁 4a は、第 1 オイル供給路 21 を介して進角室 11 およびオイルポンプ 20 とオイルパン 30 とを連通する第 3 オイル供給路 23 と第 3 オイル排出路（第 3 ドレーン油路） 33 との間に設けられている。

【0034】スプール弁 4a には、第 3 オイル供給路 23 と第 3 オイル排出路 33 とを連通する油路と第 3 オイル供給路 23 と第 3 オイル排出路 33 とを遮断する油路とが形成されている。したがって、電磁式油路切替弁 4 は、ECU によって電磁式アクチュエータ 4b を制御することによりスプール弁 4a を軸方向に変位させることによって、第 3 オイル供給路 23 と第 3 オイル排出路 33 とを連通するドレーンモードと第 3 オイル供給路 23 と第 3 オイル排出路 33 とを遮断する進角制御モードとに切り替えられる。

【0035】電磁式油圧制御弁 5 は、本発明の流体圧力給排手段に相当するもので、図 3 ないし図 6 に示したように、油圧システム回路中に設けられたコントロールバルブ 5a、およびこのコントロールバルブ 5a を駆動する電磁式アクチュエータ 5b を有する油圧給排手段で、第 1、第 2 オイル供給路 21、22 とオイル供給路 29 および第 1、第 2 オイル排出路 31、32 とを相対的に切り替え制御できるように構成されている。

【0036】コントロールバルブ 5a は、第 1、第 2 オイル供給路 21、22 とオイル供給路 29 および第 1、第 2 オイル排出路 31、32 との間に配された円筒状のスリーブ 45 と、このスリーブ 45 内に摺動自在に収納されたスプール（スプール弁） 46 と、このスプール 46 を初期位置（電磁式アクチュエータ 5b 側）に付勢するスプリング（バネ） 47 とを備えている。

【0037】これらのうちスリーブ 45 には、オイルポンプ 20 側のオイル供給路 29 に繋がるオイル供給ポート 49 が形成されている。さらに、進角室 11 内のオイルをドレーンするための第 1 ドレーンポート 51、遅角室 12 内のオイルをドレーンするための第 2 ドレーンポ

ート 52、および第 1、第 2 オイル供給路 21、22 に繋がる第 1、第 2 オイル給排ポート 61、62 等が形成されている。そして、スプール 46 の外周部には、軸方向の図示左端部から図示右端部へ向かって 3 個の油路を形成する 4 個の第 1～第 4 ランド部が設けられている。

【0038】電磁式アクチュエータ 5b は、コントロールバルブ 5a のスリーブ 45 の軸方向の図示右端側に固定された円筒状のヨーク 54、このヨーク 54 の内周側に配置されたコイルボビン 55、このコイルボビン 55 の外周に巻装されたソレノイドコイル 56 とから構成されている。さらに、コイルボビン 55 よりも内周側に配置されたステータコア（固定鉄心）57 およびムービングコア（可動鉄心）58 と、このムービングコア 58 と一体的に作動するソレノイドシャフト 59 とから構成されている。

【0039】この電磁式アクチュエータ 5b のソレノイドシャフト 59 の図示左端部は、コントロールバルブ 5a のスプール 46 の図示右端面に当接している。これにより、コントロールバルブ 5a のスプール 46 は、ムービングコア 58 およびソレノイドシャフト 59 と一体的に軸方向に往復変位する。なお、コイルボビン 55 は、略円筒状に樹脂一体成形された樹脂一次成形品である。また、ソレノイドコイル 56 の外周に樹脂モールド成形された樹脂成形部材（樹脂二次成形品）64 のヨーク 54 よりも外部に露出した部分には、ソレノイドコイル 56 と車載電源とを電氣的に接続するターミナル（外部接続端子）65 をインサート成形したコネクタ部 5c が一体成形されている。また、ソレノイドコイル 56 には、エンジン作動中に ECU から駆動電流が供給されて起磁力を生じ、この起磁力に応じてムービングコア 58 が吸引される。

【0040】ECU は、エンジン回転数を検出するクランク角センサ、エンジン負荷センサ、吸入空気量を検出するエアフローメータからの信号によって現在の運転状態を検出すると共に、クランク角センサやカム角センサからの信号によってタイミングロータ 1 とカムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の相対回転位置およびカムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の中間ロック位相を検出する。この ECU は、エンジン回転数やエンジン負荷に応じて、エンジンの吸気バルブの開閉タイミングが最適値となるように電磁式油路切替弁 4 および電磁式油圧制御弁 5 の制御モードを制御する。

【0041】したがって、電磁式油圧制御弁 5 の制御モードは、ECU の進角制御時またはドレインモード時に、電磁式アクチュエータ 5b のソレノイドコイル 56 に駆動電流を供給することで、コントロールバルブ 5a のスプール 46 を軸方向に変位させることによって、スプール 46 の外周部の中央の油路がオイル供給路 29 と第 1 オイル供給路 21 とを連通し、スプール 46 の外周

部の図示右側の油路が第 2 オイル排出路 32 と第 2 オイル供給路 22 とを連通する進角制御モードまたはドレインモードに変更される。

【0042】また、ECU の遅角制御時に、ソレノイドコイル 56 に駆動電流を供給することで、スプール 46 を軸方向に変位させることによって、スプール 46 の外周部の中央の油路がオイル供給路 29 と第 2 オイル供給路 22 とを連通し、スプール 46 の外周部の図示左側の油路が第 1 オイル排出路 31 と第 1 オイル供給路 21 とを連通する遅角制御モードに変更される。

【0043】ここで、進角室 11 には、複数個のベーン 10 のうちの 1 個のベーン 10 に形成された円環状の油圧室 70、71 が連通しており、油圧室 70、71 には、弁本体（ガイドリング）72 内を軸方向に変位する油圧ピストン方式のロックピン（ストッパーピン：本発明の位相拘束手段に相当する）6 が設けられている。このロックピン 6 は、スプリング 73 からスプリング力が与えられて軸方向に移動して、シューハウジング 15 のフロントカバー部 19 の後端壁（ベーンロータ 3 の中間ロック位相に対応した位置）に形成された嵌合穴（嵌合部）19a に嵌合すると、カムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 を中間ロック位相で固定する。

【0044】なお、ロックピン 6 の先頭部には、常に遅角室 12 内の油圧力が作用している。また、ロックピン 6 の外周に形成された鏍状のフランジ部 74 には、油圧室 70、71 に導入される進角油圧が作用している。なお、油圧室 70、71 およびスプリング 73 は、ロックピン 6 を弁本体 72 の前端面より出沒自在に駆動するロックピン駆動機構を構成する。さらに、本実施形態のベーン 10 およびチェーン sprocket 14 には、油圧室 70 と進角室 11 とを連通する油路 75 が設けられ、また、ベーンロータ 3 およびベーン 10 が中間ロック位相以上に進角した際に、油圧室 71 と進角室 11 とを連通する油路 76 も設けられている。なお、ロックピン 6 の先頭部には、遅角室 12 に連通する油路 78 を介して遅角油圧が作用している。

【0045】また、チェーン sprocket 14 の前壁面に形成された円環状のスプリング収納溝 17 内には、エンジン停止時等の油圧低下時であっても、タイミングロータ 1 に対してカムシャフト 2 およびベーンロータ 3 およびベーン 10 の位相を中間ロック位相以上に進角させるための進角アシストスプリング 7 が設けられている。この進角アシストスプリング 7 は、本発明の進角側付勢手段に相当するもので、コイル中心線の周りに捩じりモーメントを受ける捩じりコイルスプリングである。

【0046】そして、進角アシストスプリング 7 の一端は、チェーン sprocket 14 の前端壁に形成された固定用溝 37 に保持され、他端は可動側とされている。そして、進角アシストスプリング 7 の他端は、ベーンロータ 3 に圧入により固定されたピン 35 に引っ掛ける構造



とされている。そして、ピン 35 は、シールプレート 34 に形成された窓部 36 を介して進角アシストスプリング 7 の他端に係合している。なお、シールプレート 34 の窓部 36 は、ベーンロータ 3 およびベーン 10 が最大遅角位相から最大進角位相まで移動することができるように、ピン 35 の干渉を防止するための略円弧状の逃げ孔である。

【0047】そして、スプリング収納溝 17 の外周側には、ベーンロータ 3 およびベーン 10 が進角側に作動すると進角アシストスプリング 7 の他端が引っ掛かる進角側係止壁 38、およびベーンロータ 3 およびベーン 10 が遅角側に作動すると進角アシストスプリング 7 の他端が引っ掛かる遅角側係止壁 39 が設けられている。これらの進角側係止壁 38 と遅角側係止壁 39 との回転方向の寸法によって、進角アシストスプリング 7 の付勢力位相の範囲を、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の最大遅角位相から中間ロック位相よりも進角側の位相までの範囲、すなわち、中間ロック位相 + 10° CA までの範囲（最大遅角位相から、中間ロック位相 < 中間ロック位相 + 10° CA までの範囲）に設定している。

【0048】なお、チェーン sprocket 14 のスプリング収納溝 17 の外周側には、進角アシストスプリング 7 の付勢力位相の範囲以上にベーンロータ 3 およびベーン 10 が進角することができるように、ピン 35 の干渉を防止するための略円弧状の逃げ溝 40 が形成されている。

【0049】〔第 1 実施形態の特徴〕次に、本実施形態の連続可変バルブタイミング調整装置の作動を図 1 ないし図 6 に基づいて簡単に説明する。ここで、図 5 は吸気連続可変バルブタイミング機構の進角制御モードを示した図で、図 6 は吸気連続可変バルブタイミング機構のドレインモードを示した図である。

【0050】エンジン停止前には、例えばエンジン回転数がアイドル回転数の時には、ECU により遅角制御されており、カムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 は最大遅角位相付近で停止している。そして、エンジン停止時、すなわち、イグニッションスイッチを OFF したと ECU が判断した時には、ECU による進角制御を開始する。

【0051】具体的には、ECU は電磁式アクチュエータ 4b、5b へ駆動電流を供給することで、電磁式油路切替弁 4 および電磁式油圧制御弁 5 を進角制御モードに変更する。これにより、電磁式油路切替弁 4 のスプール弁 4a が軸方向に変位するので、第 3 オイル供給路 23 と第 3 オイル排出路 33 とが遮断され、電磁式油圧制御弁 5 のスプール 46 が軸方向に変位するので、スプール 46 の外周部の中央の油路がオイル供給路 29 と第 1 オイル供給路 21 とを連通し、スプール 46 の外周部の図示右側の油路が第 2 オイル排出路 32 と第 2 オイル供給路 22 とを連通する。

【0052】したがって、各進角室 11 内にオイルが導入され、各遅角室 12 内からオイルがドレインされる。しかし、エンジン停止後はオイルポンプ 20 の吐出量が少なく、各進角室 11 や第 1 オイル供給路 21 内の油圧が低下してベーンロータ 3 の進角側への移動がし難くなるが、本実施形態ではチェーン sprocket 14 のスプリング収納溝 17 内に收容された進角アシストスプリング 7 のスプリング力および進角室 11 内の油圧力によってベーンロータ 3 およびベーン 10 が進角側へ押される。これにより、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の位相が最大遅角位相から最大進角位相側へ向かって進角する。

【0053】ここで、進角アシストスプリング 7 の付勢力位相の範囲は、チェーン sprocket 14 のスプリング収納溝 17 の径方向の外方側に設けられた進角側係止壁 38 と遅角側係止壁 39 とで決定されている。すなわち、進角アシストスプリング 7 の付勢力位相の範囲は、最大遅角位相から中間ロック位相 + 10° CA までの範囲に設定されている。これにより、中間ロック位相 + 10° CA までベーンロータ 3 およびベーン 10 の位相が進角した後は、進角室 11 内の油圧力のみによってベーンロータ 3 が進角側へ回転する。

【0054】そして、ベーンロータ 3 のベーン 10 が中間ロック位相 + 10° CA 以上に進角すると、油路 76、77 を介してロックピン 6 のフランジ部 74 の後方側の油圧室 71 内に油圧が供給されるため、フランジ部 74 の前方側の油圧室 70 内の油圧力と後方側の油圧室 71 内の油圧力とが等しくなるため、図 5 に示したように、スプリング 73 のスプリング力によりロックピン 6 がベーン 10 の前端面より突出してシューハウジング 15 のフロントカバー部 19 に当接する。

【0055】その後、ECU がクランク角センサとカム角センサからの信号によってベーンロータ 3 およびベーン 10 の位相が中間ロック位相 + 10° CA 以上に進角したことを確認すると、電磁式油路切替弁 4 の電磁式アクチュエータ 4b および電磁式油圧制御弁 5 の電磁式アクチュエータ 5b への駆動電流の供給を停止 (OFF) することで、ECU による進角制御を終了する。

【0056】次のエンジン始動時、すなわち、イグニッションスイッチを ON したと ECU が判断した時には、ECU によりドレインモードを開始する。具体的には、ECU は電磁式アクチュエータ 4b、5b へ駆動電流を供給することで、電磁式油路切替弁 4 および電磁式油圧制御弁 5 をドレインモードに変更する。これにより、電磁式油路切替弁 4 のスプール弁 4a が軸方向に変位するので、第 3 オイル供給路 23 と第 3 オイル排出路 33 とが連通し、電磁式油圧制御弁 5 のスプール 46 が軸方向に変位するので、スプール 46 の外周部の中央の油路がオイル供給路 29 と第 1 オイル供給路 21 とを連通し、スプール 46 の外周部の図示右側の油路が第 2 オ



イル排出路 32 と第 2 オイル供給路 22 とを連通する。したがって、各進角室 11 内および各遅角室 12 内からオイルがドレインされる。

【0057】エンジン停止後に中間ロック位相 +10° CA よりも進角側で停止したベーンロータ 3 およびベーン 10 の位相は、イグニッションスイッチの ON と同時に、カムシャフト 2 の駆動トルクの増加により遅角側に移動する。そして、中間ロック位相 +10° CA の位相まで遅角すると、ベーンロータ 3 およびベーン 10 に進角アシストスプリング 7 のスプリング力が作用するが、  
10 ベーンロータ 3 およびベーン 10 が中間ロック位相近傍で停止しているため、ベーンロータ 3 およびベーン 10 が最大進角位相で停止しているものと比較して、進角アシストスプリング 7 のスプリング力の反発力が極めて少ない。これにより、中間ロック位相 +10° CA の位相でカムシャフト 2 の駆動トルクの増加により遅角側に移動したり、進角アシストスプリング 7 のスプリング力により進角側に移動したりしてばたつくが、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の位相が中間ロック位相近傍であるため、進角アシストスプリング 7 のスプリング力よりも  
20 カムシャフト 2 の駆動トルクが上回ると、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の位相が中間ロック位相まで遅角する。

【0058】そして、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の位相が中間ロック位相まで遅角すると、図 6 に示したように、ベーンロータ 3 およびベーン 10 と共に一体的に遅角側に移動したロックピン 6 の先頭部がシューハウジング 15 のフロントカバー部 19 の後端壁に形成された嵌合穴 19a に嵌合する。すると、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の位相が中間ロック位相でロック（固  
30 定）される。これにより、タイミングロータ 1 のシューハウジング 15 とカムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 との相対回転運動が拘束されるため、カムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の中間ロック位相で確実にエンジン始動することができる。

【0059】したがって、中間ロック位相での次のエンジン始動が可能となることにより、吸気バルブがエンジン冷間時のエンジン始動に適した最適なバルブタイミングとなるので、エミッションを改善することができ、エンジン始動不良がなくなり、エンジン始動時間を短縮  
40 することができる。また、エンジン暖気後の燃費向上に適した最適なバルブタイミングとなるので、エンジンの出力の向上やエミッションを改善することができる。

【0060】なお、カムシャフト 2 が吸気バルブを駆動するときに受ける負荷トルクは正、負に変動している。ここで、負荷トルクの正方向はシューハウジング 15 に対しベーンロータ 3 の遅角方向を表し、負荷トルクの負方向はシューハウジング 15 に対しベーンロータ 3 の進角方向を表している。負荷トルクの平均は正方向、つまり遅角方向に加わる。そして、進角アシストスプリング  
50

7 の付勢力（スプリング力）を、カムシャフト 2 の平均駆動トルク以上に設定しても良い。

【0061】この場合には、エンジンストール時に、ベーンロータ 3 およびベーン 10 が最大遅角位相付近で停止した場合、油圧がなくても、進角アシストスプリング 7 のスプリング力によってベーンロータ 3 およびベーン 10 が中間ロック位相 +10° CA まで進角する。このとき、ベーンロータ 3 およびベーン 10 が中間ロック位相まで進角した際に、ロックピン 6 の先頭部がシューハウジング 15 のフロントカバー部 19 の後端壁に形成された嵌合穴 19a に嵌合するようにしても良い。これにより、タイミングロータ 1 のシューハウジング 15 とカムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 との相対回転運動が拘束される。したがって、エンジンストール後であっても、カムシャフト 2、ベーンロータ 3 およびベーン 10 の中間ロック位相で確実にエンジン始動することができる。

【0062】また、吸気連続可変バルブタイミング機構の発生トルク、特にベーンロータ 3 の発生トルクを、（カムシャフト 2 の平均駆動トルク + 最低油圧時の吸気連続可変バルブタイミング機構の発生トルク） > 進角アシストスプリング 7 のスプリング力に設定しても良い。それによって、最低油圧時に最大遅角位相付近にベーンロータ 3 およびベーン 10 を停止させたい時でも、進角アシストスプリング 7 のスプリング力によりベーンロータ 3 およびベーン 10 が最大遅角位相付近から進角してしまうことがなくなる。これにより、エンジン負荷が低負荷の時の燃費を改善させることができる。

【0063】〔第 2 実施形態〕図 7 は本発明の第 3 実施形態を示したもので、吸気連続可変バルブタイミング機構の主要構造を示した図である。

【0064】本実施形態では、制御モードを、遅角制御モード、進角制御モードおよびドレインモードに変更可能な電磁式油圧制御弁 5 を設けている。この電磁式油圧制御弁 5 は、本発明の流体圧力給排手段に相当するもので、油圧システム回路中に設けられたコントロールバルブ 5a、およびこのコントロールバルブ 5a を駆動する電磁式アクチュエータ 5b を有している。コントロールバルブ 5a は、第 1 ～ 第 3 オイル供給路 21 ～ 23 とオイル供給路 29 および第 1、第 2 オイル排出路 31、32 との間に配されたスリーブ 45 と、このスリーブ 45 内に摺動自在に収納されたスプール 46 と、このスプール 46 を初期位置に付勢するスプリング 47 とを備えている。

【0065】スリーブ 45 には、オイル供給ポート 49、第 1、第 2 ドレインポート 51、52、および第 1 ～ 第 3 オイル給排ポート 61 ～ 63 等が形成されている。なお、本実施形態の第 1 ドレインポート 51 は、ドレインモード時に進角室 11 内のオイルおよびオイルポ  
50 ンプ 20 からのオイルをドレインするための油路として

も機能し、第3オイル供給路23および第1オイル供給路21を介して第1オイル給排ポート61に連通している。また、第3オイル給排ポート63は、ドレーンモード時に進角室11内のオイルおよびオイルポンプ20からのオイルをドレーンするための油路として機能し、第1オイル排出路31を介してオイルパン30に連通している。そして、スプール46の外周部には、軸方向の図示左端部から図示右端部へ向かって3個の油路を形成する4個の第1～第4ランド部が設けられている。

【0066】以上のように、本実施形態の吸気連続可変バルブタイミング機構においては、電磁式油圧制御弁5のみで制御モードを、遅角制御モード、進角制御モードおよびドレーンモードに変更できるので、第1実施形態の電磁式油路切替弁4を廃止することができる。これにより、部品点数を軽減できるので、製品コストを低減することができる。

【0067】〔第3実施形態〕図8および図9は本発明の第3実施形態を示したもので、図8および図9は吸気連続可変バルブタイミング機構の主要構造を示した図である。

【0068】本実施形態のタイミングロータ1を構成するシューハウジング15には、ハウジング部の軸方向の前端側を覆う円環板状のフロントカバー（フロントカバー部）90が、ハウジング部とは別体で設けられている。そして、フロントカバー90の内周部には、振じりコイルスプリングである進角アシストスプリング7を收容するためのスプリング収納溝を形成する円環状のスプリングガイド91が設けられている。

【0069】進角アシストスプリング7は、本発明の進角側付勢手段に相当するもので、第1実施形態と同様に、振じりコイルスプリングが用いられている。この進角アシストスプリング7の一端は、フロントカバー90の前端壁に形成された固定用溝92に保持され、他端は可動側とされている。そして、進角アシストスプリング7の他端は、ベーンロータ3のベーン10の内周面に形成された円弧状の係止溝（凹状の係止部）93に挿入されている。そして、進角アシストスプリング7の他端は、フロントカバー90の後端部に形成された窓部94を介して係止溝93に係合している。なお、窓部94は、ベーンロータ3およびベーン10が最大遅角位相から最大進角位相まで移動することができるように、進角アシストスプリング7の他端の干渉を防止するための略円弧状の逃げ孔である。

【0070】そして、窓部94は、進角アシストスプリング7の付勢力位相の範囲を決定するスプリング作用範囲決定用の壁である。すなわち、窓部94は、ベーンロータ3およびベーン10が進角側に作動すると進角アシストスプリング7の他端が引っ掛かる進角側係止壁95、およびベーンロータ3およびベーン10が遅角側に作動すると進角アシストスプリング7の他端が引っ掛か

る遅角側係止壁96を有している。これらの進角側係止壁95と遅角側係止壁96との回転方向の寸法によって、進角アシストスプリング7の付勢力位相の範囲を、ベーンロータ3およびベーン10の最大遅角位相から中間ロック位相よりも進角側の位相までの範囲、すなわち、中間ロック位相 $+10^{\circ}$  CAまでの範囲（最大遅角位相から、中間ロック位相 $<$ 中間ロック位相 $+10^{\circ}$  CAまでの範囲）に設定している。

【0071】なお、ベーンロータ3の係止溝93は、進角アシストスプリング7の付勢力位相の範囲（スプリング作用範囲）よりもベーンロータ3およびベーン10の位相が進角側に動くことが可能な位相幅のスプリング逃げ溝97を有している。ここで、本実施形態のロックピン6は、カムシャフト2、ベーンロータ3およびベーン10の位相が中間ロック位相に達した際に、チェーンスプロケット14の前端壁に形成された嵌合穴（嵌合部）14aに嵌合するように構成されている。

【0072】〔他の実施形態〕本実施形態では、シューハウジング15の内周部に3個のシュー9を設け、ベーンロータ3の外周部に3個のベーン10を設けることにより、3つの進角室（進角油圧室）11および3つの遅角室（遅角油圧室）12を設けてバルブタイミングを連続的に可変したが、シューハウジング15の内周部に4個以上のシュー9を設け、ベーンロータ3の外周部に4個以上のベーン10を設けることにより、4つ以上の進角室（進角油圧室）11および4つ以上の遅角室（遅角油圧室）12を設けてバルブタイミングを連続的に可変しても良い。また、2つの進角室（進角油圧室）11および2つの遅角室（遅角油圧室）12を設けてバルブタイミングを連続的に可変しても良い。

【0073】ここで、アイドル時には、エンジンの吸気バルブの開閉タイミングを大きく遅らせて（遅角させて）オーバーラップ（吸気バルブと排気バルブとが同時に開弁している時期）を無くして燃焼を安定させるようにしても良い。また、中速高負荷時には、吸気バルブの開閉タイミングを早めて（進角させて）オーバーラップを拡大し、自己EGR（燃焼室内の残留ガス）を増加させて燃焼温度を低下させ、HC、NO<sub>x</sub>の排出量を低減させるようにしても良い。この場合には、ポンプ損失の低減にもつながり燃費も向上する。また、高速高負荷時には、吸気バルブの開閉タイミングを最適なところまで遅らせて（遅角させて）最高出力を確保するようにしても良い。

【0074】また、実際のカムシャフト2の位置をセンサで検出し、目標のバルブタイミングになるように電磁式油圧制御弁5をフィードバック制御しても良い。また、本実施形態では、バルブタイミングを連続可変としたが、バルブタイミングを進角制御モードと遅角制御モードとドレーンモードの3段階可変や多段階としても良い。そして、本発明を、吸気連続可変バルブタイミング



機構だけでなく、吸排気連続可変バルブタイミング機構、あるいは排気連続可変バルブタイミング機構に利用しても良い。また、内燃機関として、オーバーヘッドバルブ (OHV) エンジンを用いても良く、オーバーヘッドカムシャフト (OHC) エンジンを用いても良い。

【0075】第1実施形態では、タイミングロータ1のチェーン sprocket 14の前壁面に設けられたスプリング収納溝17内に收容された進角アシストスプリング7の他端を可動側とし、この進角アシストスプリング7の他端にベーンロータ3およびベーン10の後端部に圧入により固定されたピン (凸状の係止部) 35を引っ掛ける構造としたが、進角アシストスプリング7の他端を可動側とし、この進角アシストスプリング7の他端をベーンロータ3およびベーン10の後端部に形成された固定用穴 (凹状の係止部) に差し込む構造を採用しても良い。

【0076】第3実施形態では、タイミングロータ1のシューハウジング15のフロントカバー90の内周部に設けられたスプリングガイド91に收容された進角アシストスプリング7の一方端を可動側とし、この進角アシストスプリング7の他端をベーンロータ3およびベーン10の内周部に形成された係止溝 (凹状の係止部) 93に差し込む構造としたが、進角アシストスプリング7の他端を可動側とし、この進角アシストスプリング7の他端にベーンロータ3およびベーン10の内周部に圧入により固定されたピン (凸状の係止部) を引っ掛ける構造を採用しても良い。

【0077】本実施形態では、ロックピン6がベーンロータ3の軸方向に移動して嵌合穴14a、19aに嵌合するように構成したが、ロックピン6がベーンロータ3の径方向に移動して嵌合穴に嵌合する構成にしても良い。この場合には、シューハウジング15のハウジング部の内周壁に嵌合穴が形成されることになる。また、タイミングロータ1を構成するハウジング部材にロックピンを收容し、ベーンロータ3およびベーン10側に嵌合穴を形成しても良い。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】タイミングロータのチェーン sprocket のスプリング収納溝を示した正面図である (第1実施形態)。

【図2】吸気連続可変バルブタイミング機構の主要構造を示した正面図である (第1実施形態)。

【図3】吸気連続可変バルブタイミング機構の主要構造を示した概略図である (第1実施形態)。

【図4】電磁式油圧制御弁の全体構造を示した断面図である (第1実施形態)。

【図5】吸気連続可変バルブタイミング機構の進角制御モードを示した状態図である (第1実施形態)。

【図6】吸気連続可変バルブタイミング機構のドレーンモードを示した状態図である (第1実施形態)。

【図7】吸気連続可変バルブタイミング機構の主要構造を示した概略図である (第2実施形態)。

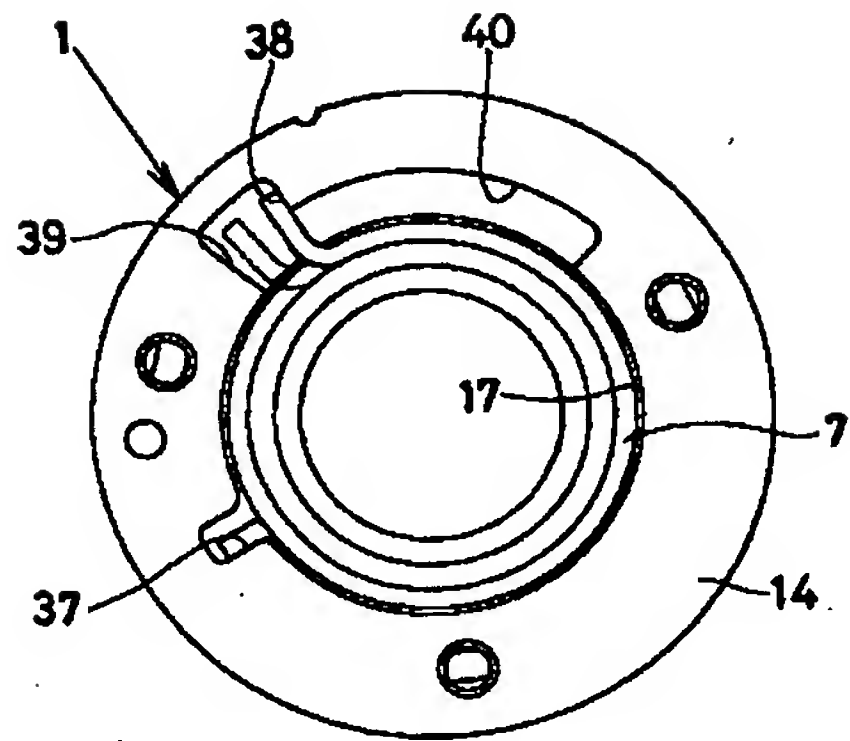
【図8】吸気連続可変バルブタイミング機構の主要構造を示した正面図である (第3実施形態)。

【図9】吸気連続可変バルブタイミング機構の主要構造を示した断面図である (第3実施形態)。

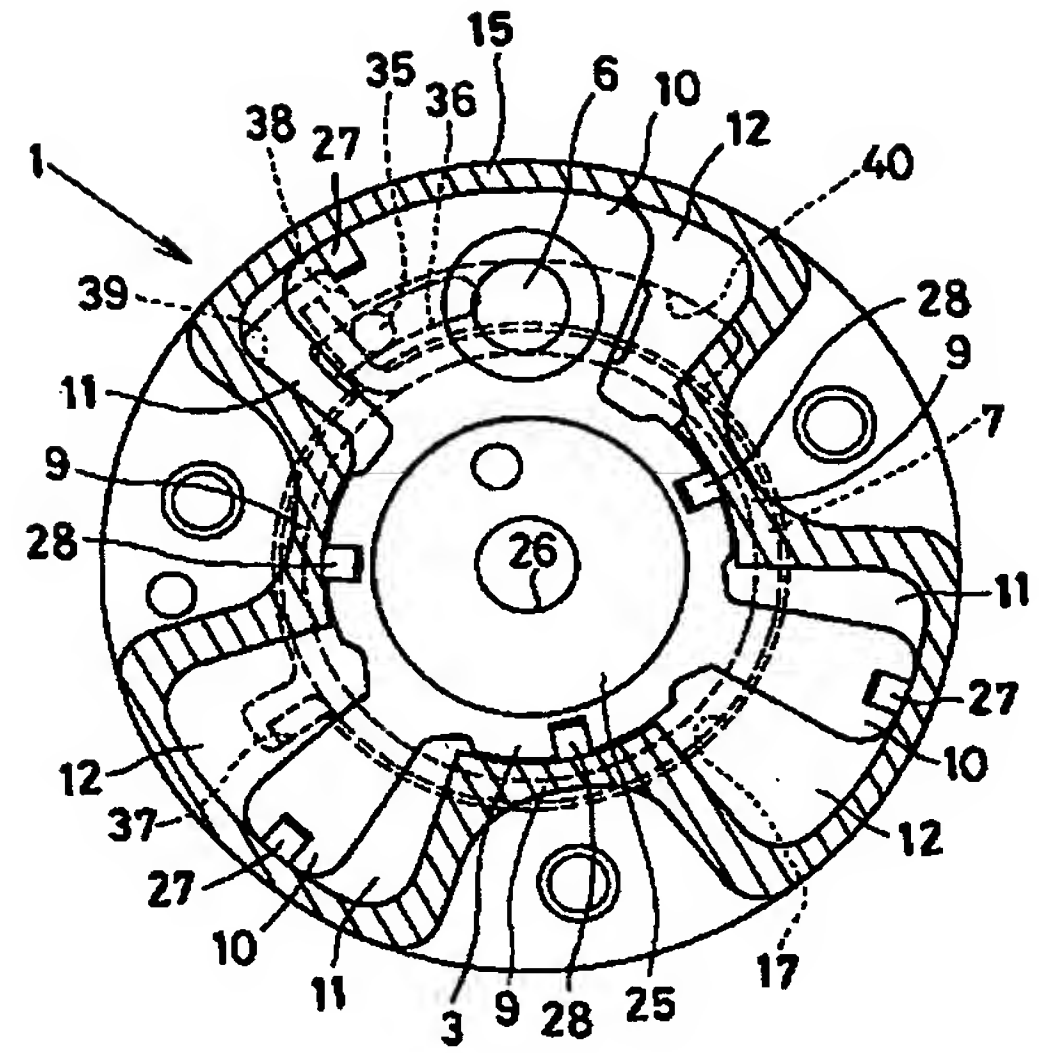
#### 【符号の説明】

- 1 タイミングロータ (駆動側回転体)
- 2 カムシャフト (従動軸)
- 3 ベーンロータ (従動側回転体)
- 4 電磁式油路切替弁 (流体圧力給排手段)
- 5 電磁式油圧制御弁 (流体圧力給排手段)
- 6 ロックピン (位相拘束手段)
- 7 進角アシストスプリング (進角側付勢手段)
- 9 シュー
- 10 ベーン
- 11 進角室
- 12 遅角室
- 14 チェーン sprocket (駆動側回転体)
- 15 シューハウジング (駆動側回転体)
- 17 スプリング収納溝
- 20 オイルポンプ (油圧源)
- 21 第1オイル供給路
- 22 第2オイル供給路
- 23 第3オイル供給路 (連通路)
- 29 オイル供給路
- 30 オイルパン
- 31 第1オイル排出路 (第1ドレーン油路)
- 32 第2オイル排出路 (第2ドレーン油路)
- 33 第3オイル排出路 (第3ドレーン油路)
- 35 ピン (凸状の係止部)
- 36 窓部
- 37 固定用溝
- 38、95 進角側係止壁
- 39、96 遅角側係止壁
- 90 フロントカバー (フロントカバー部)
- 91 スプリングガイド
- 92 固定用溝
- 93 係止溝 (凹状の係止部)
- 94 窓部
- 97 スプリング逃げ溝 (スプリング逃げ部)

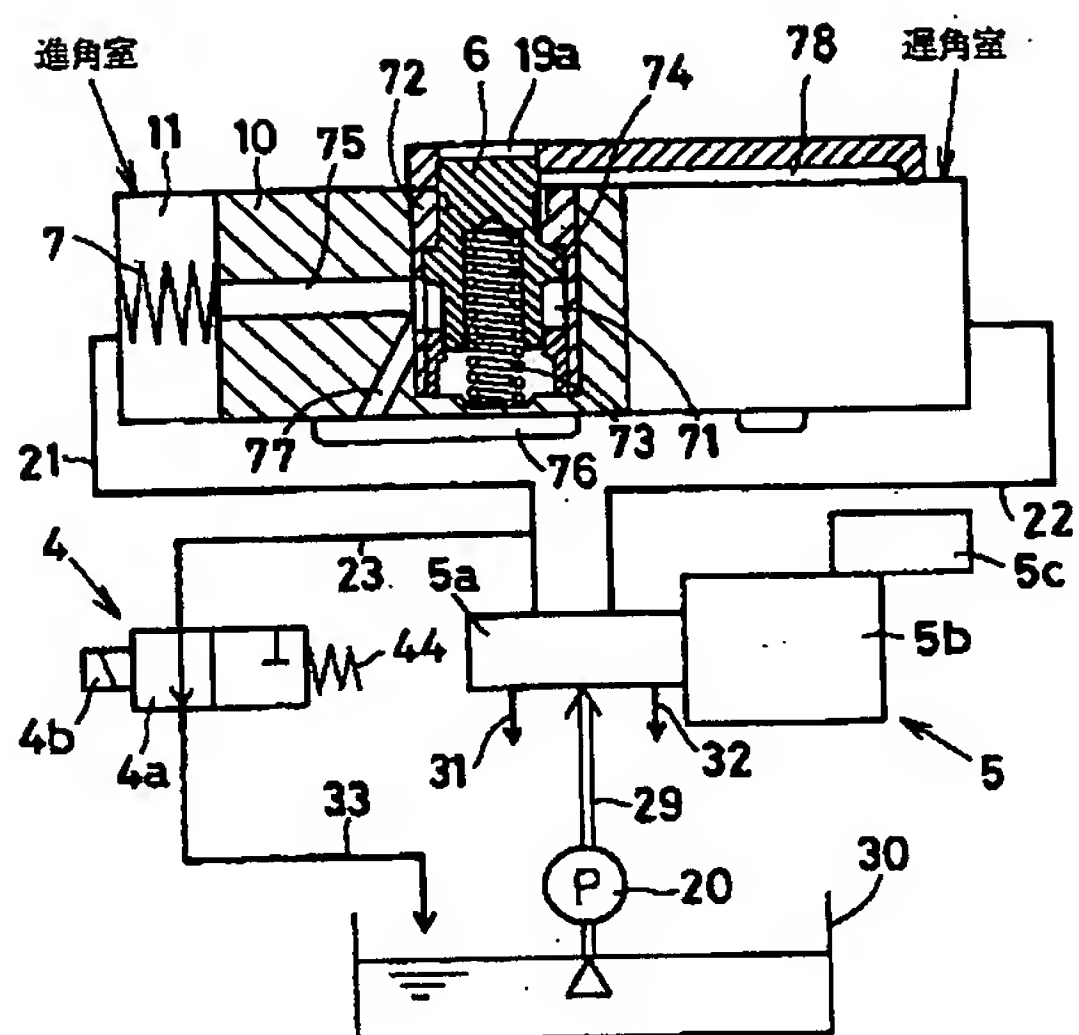
【図 1】



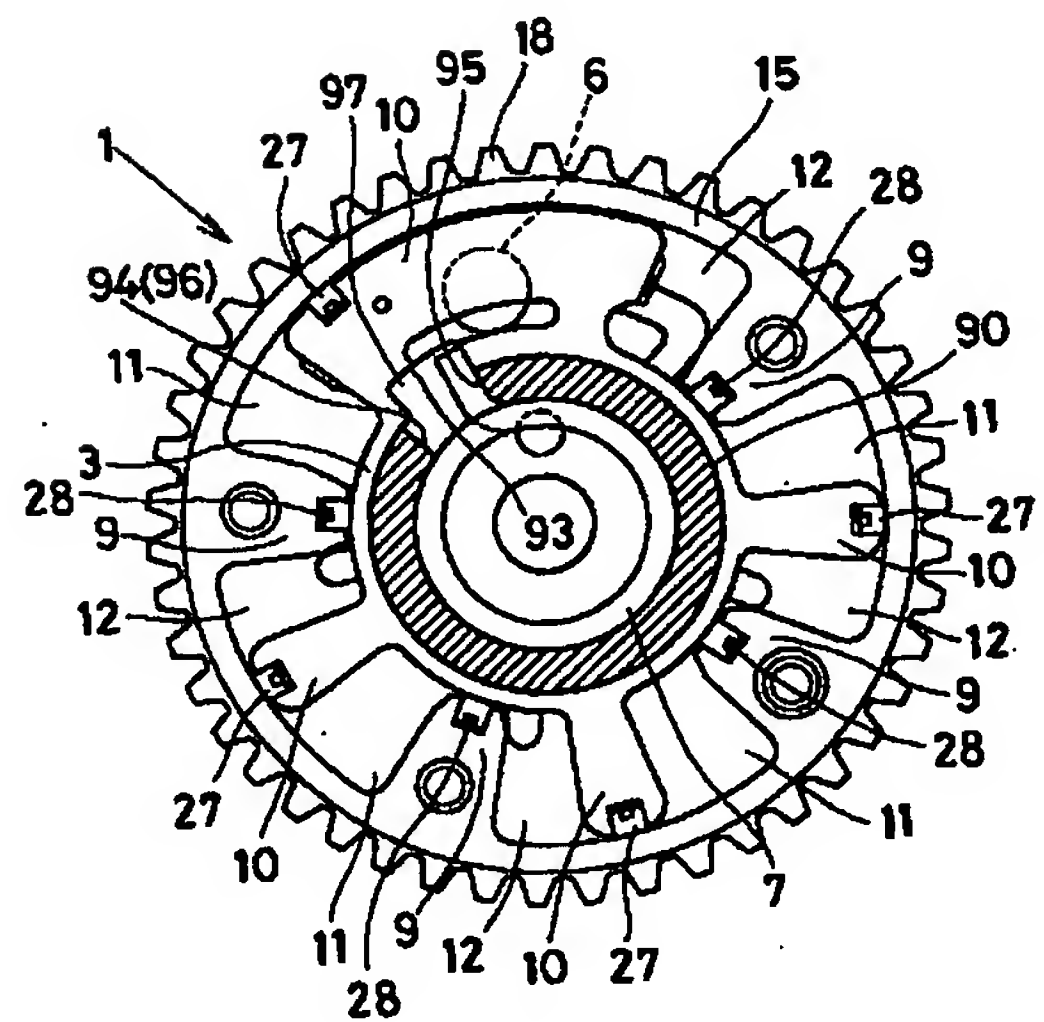
【図 2】



【図 6】

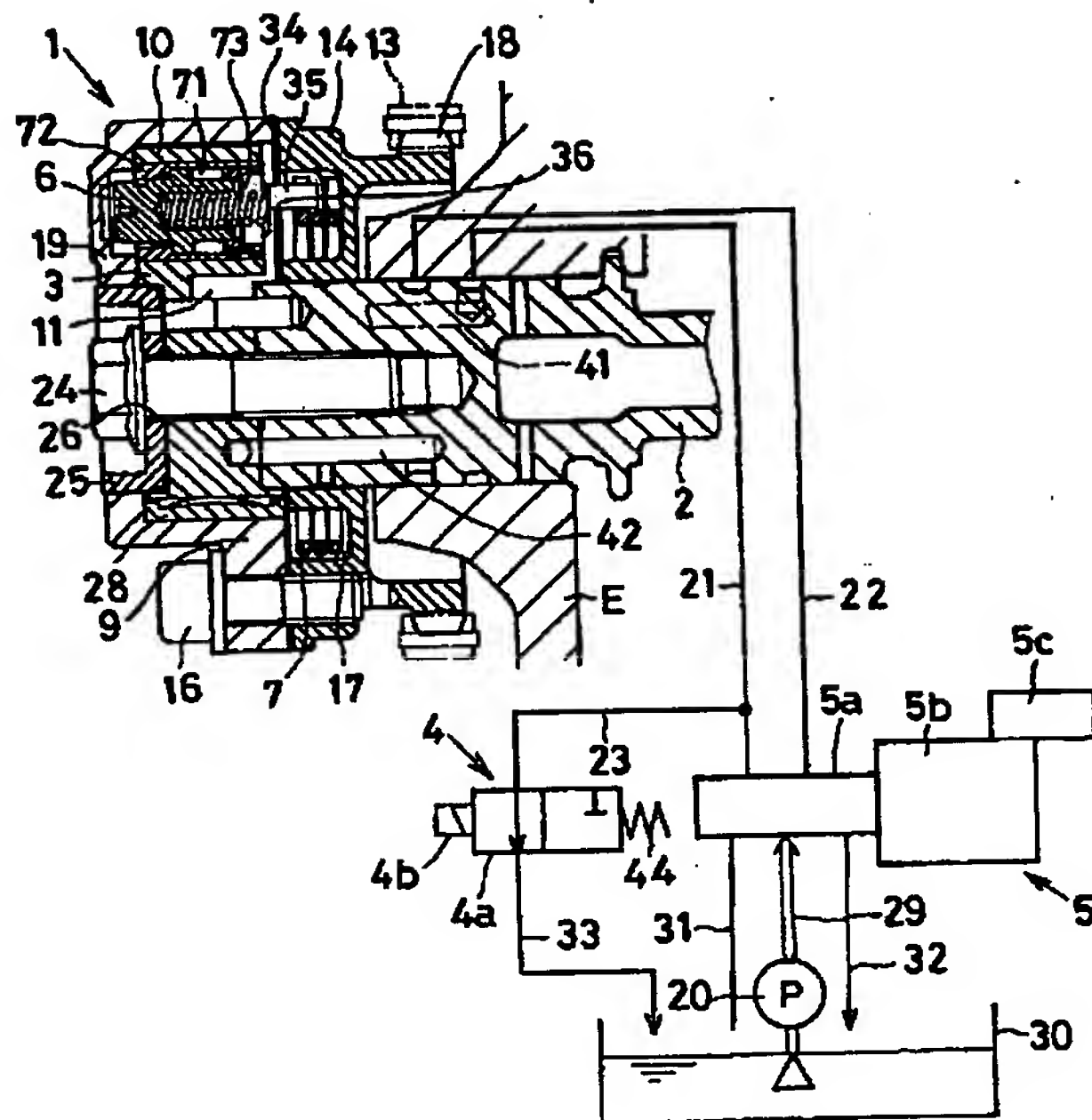


【図 8】

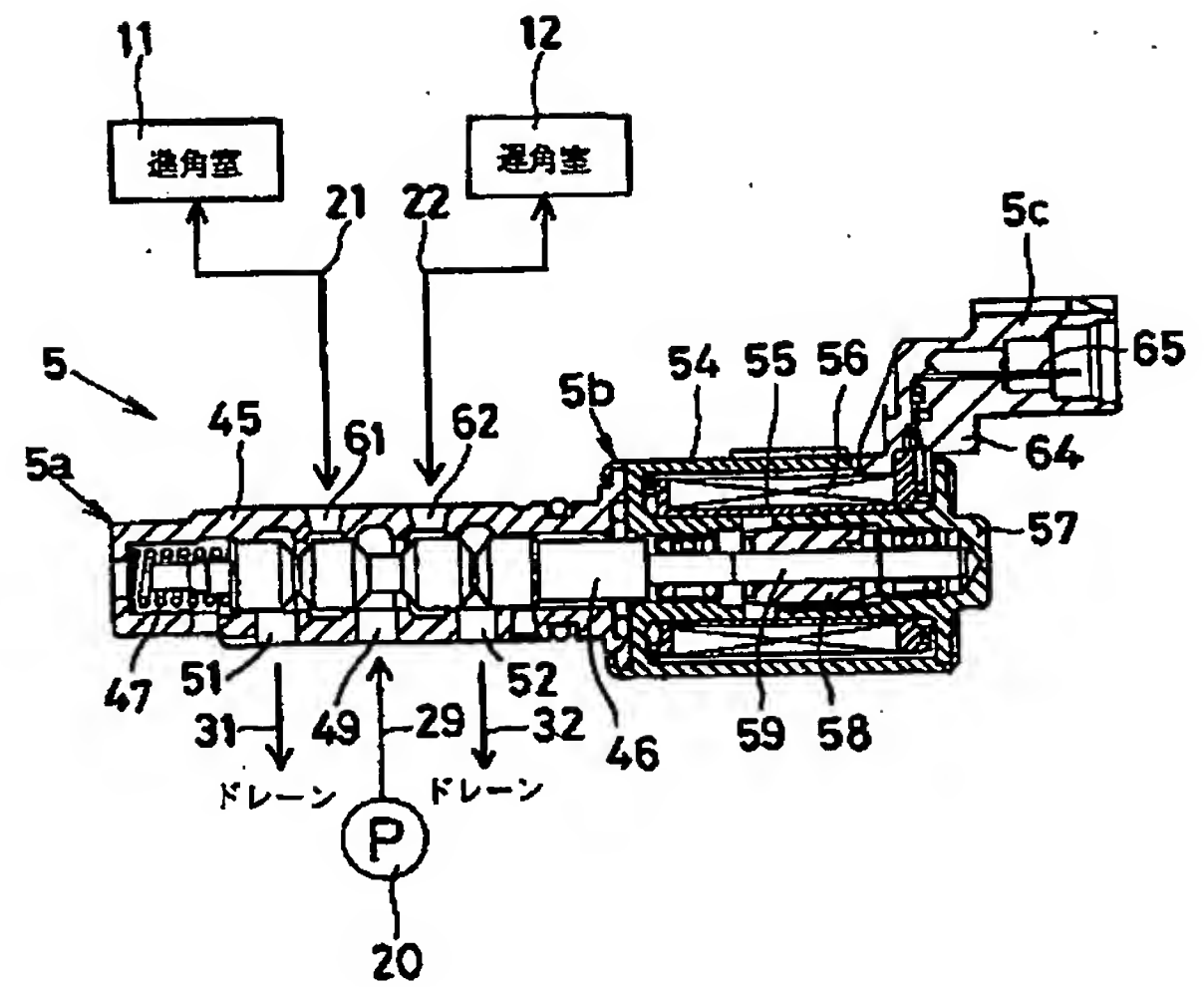




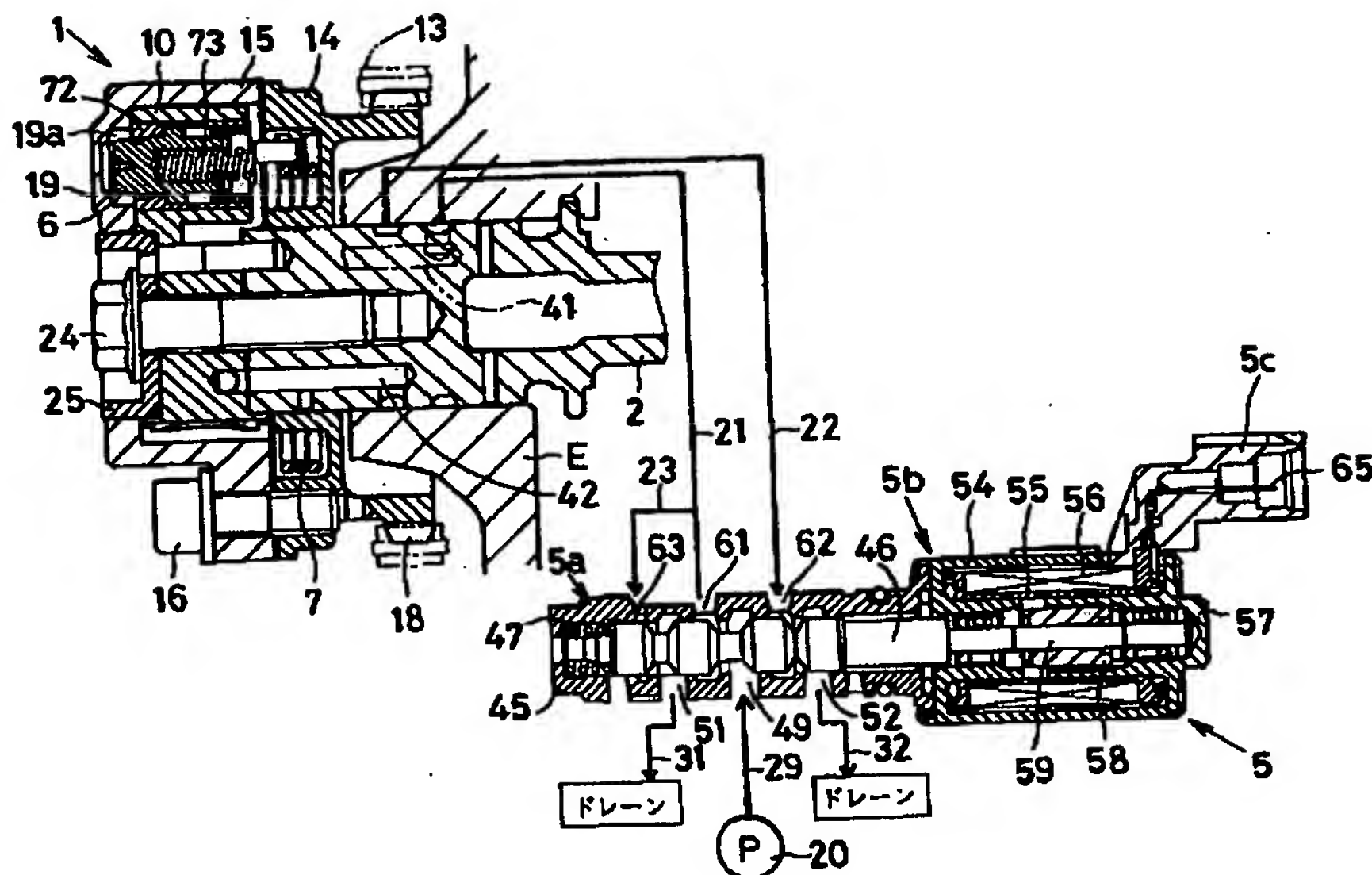
【図 3】



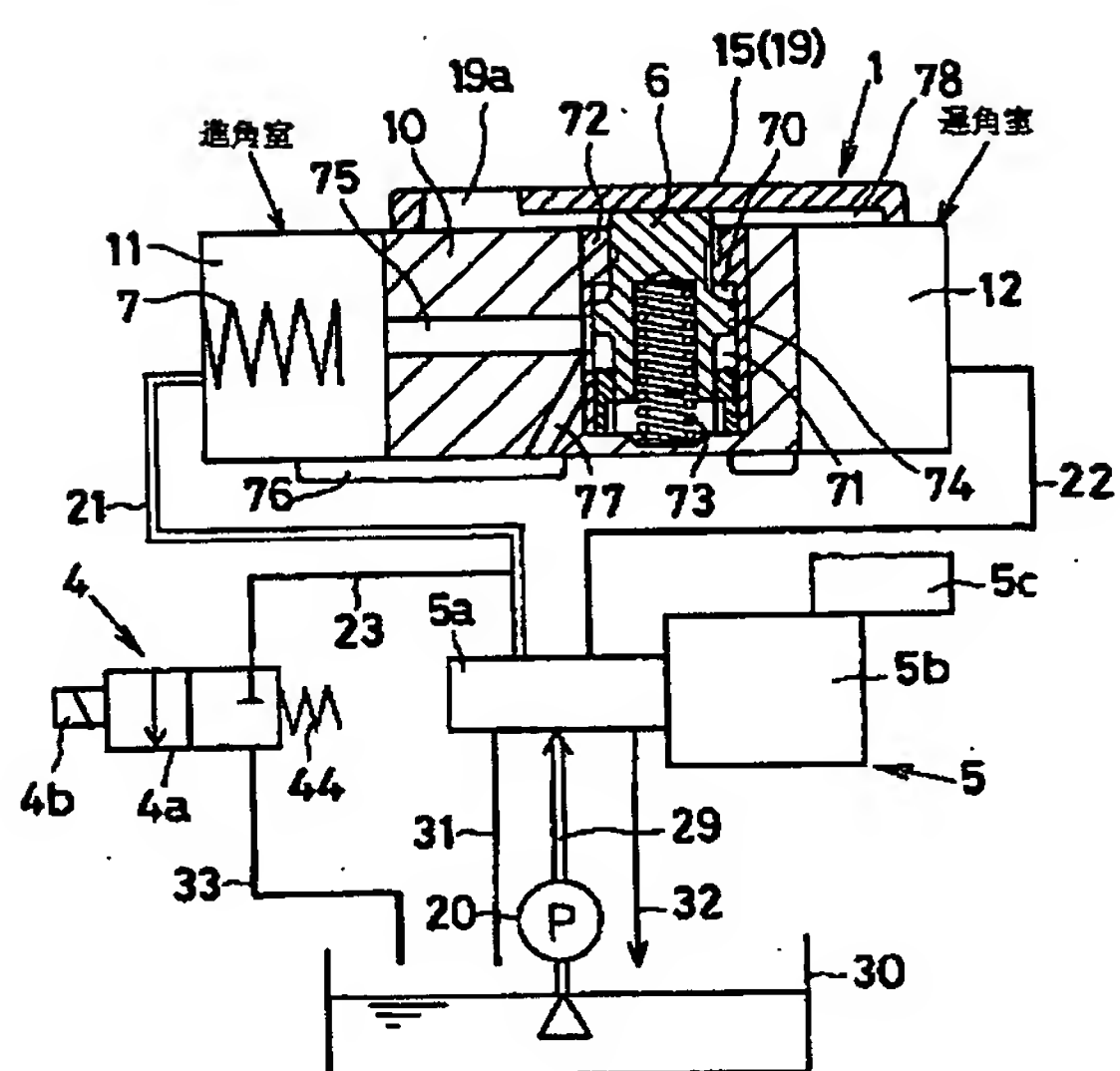
【図 4】



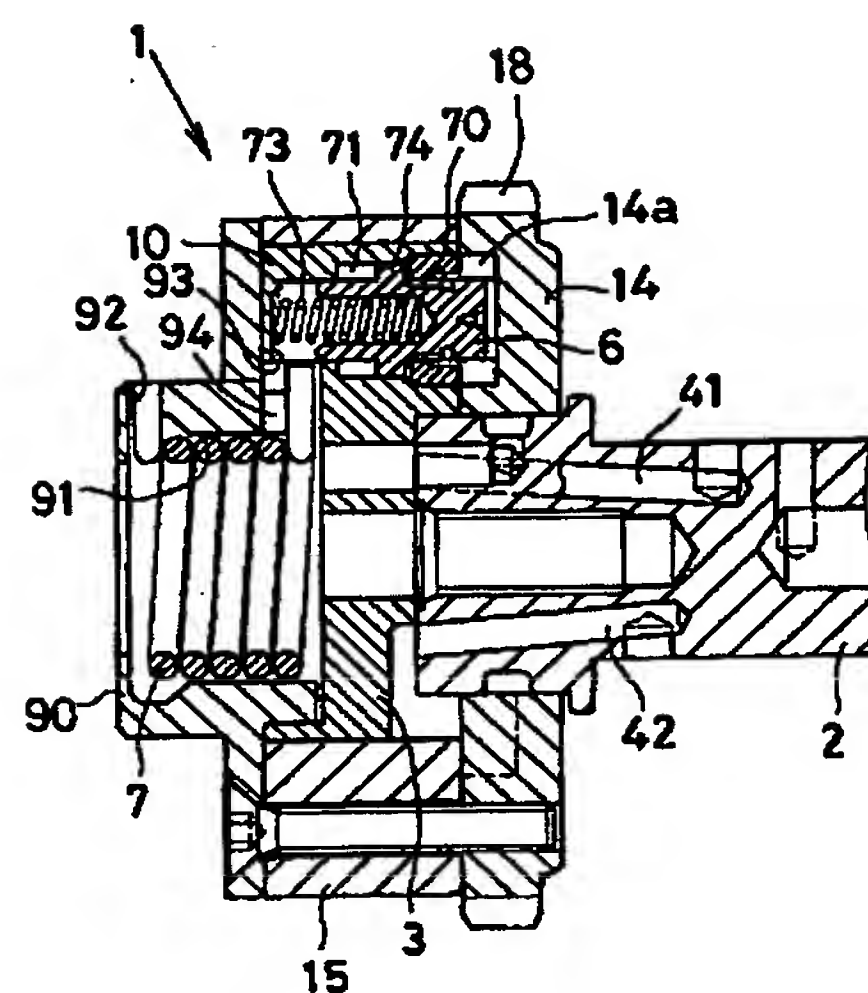
【図 7】



【図 5】



【図 9】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3G018 AB17 BA33 CA20 DA20 DA25  
 DA26 DA56 DA60 DA71 DA72  
 DA73 DA83 EA02 EA11 EA16  
 EA21 EA22 EA26 EA32 GA07  
 GA11  
 3G092 AA11 DA10 DF04 DG05 EA03  
 EA04 EA13 EA15 EA26 EA27  
 FA05 FA31 GA01